

## 대형입형펌프의 진동문제

### Vibration Problems of Large Vertical Pumps

최원호\*, 양보석\*\*, 주호진\*\*\*, 손효석\*, 노철웅\*

Won-Ho Choi, Bo-Suk Yang, Ho-Jin Joo, Hyo-Suk Son, Chul-Wong Noh

#### 1. 서론

각종 산업 플랜트에서 입형펌프의 공진문제는 다른 기계에 비해 자주 발생한다. 이는 입형펌프가 구조 특성상 대개 지반에 비해 기초강성이 낮은 콘크리트 슬래브(slab)위에 설치되는 경우가 많고<sup>(1)</sup>, 외팔보 형태의 펌프 위에 무거운 전동기가 설치되어 무게 중심이 횡형펌프에 비해 높게 되기 때문에 대형 입형펌프 구조물의 고유진동수는 낮게 된다<sup>(2)</sup>. 그리고, 일반 대형펌프의 회전주파수도 저속임에 따라 축계의 불명형가진력에 의한 공진문제가 빈번하게 발생된다. 대형 입형펌프가 설비가동에 있어서 최중요 기계(critical machine)인 경우가 대부분이므로 높은 진동을 유발시키는 공진은 공장 설비운전의 안정성에 큰 영향을 미친다.

입형펌프의 전동기가 아무리 밸런싱 상태가 좋고, 설치상태가 펌프 전동기제작사의 설치조건을 만족한다 하더라도 전동기가 펌프위에 설치되어 운전될 경우 공진이 발생하게 되면 과도한 진동이 일어나게 된다. 이때 전동기에 부하가 걸리지 않는 전동기 단독운전 상태에서도 높은 진동이 나타나기 때문에 운전자는 흔히 전동기자체의 문제로 판정하곤 한다. 이같은 현상은 보통 진동원인이 전동기에 있지 않고 펌프의 전동기대(motor stool)와 전동기 시스템의 리드 공진(reed resonance)에 의한 결과이다. 본 논문에서는 입형 펌프에서 리드공진의 확인방법과 대책작업에 대해 실제 사례를 통하여 논한다.

#### 2. 리드고유진동수

##### 2.1 입형 전동기의 리드진동수

튼튼한 기초에 고정된 입형전동기에 정적변형을 가하였다가 놓을 때 전동기가 1자유도계로 진동하는 진

동수를 입형전동기의 리드진동수라 하며, 전동기축계의 불명형에 의한 가진주파수가 리드고유진동수(reed natural frequency)에 가까울 경우 높은 진동이 발생하는데 이를 전동기의 리드 공진이라 한다. 이것은 회전축계의 고유진동수인 위험속도와는 다르다. 전동기의 리드진동수는 프레임, 브래킷, 로터, 스테이터 및 기초의 조합된 특성으로, 부품의 질량, 치수, 강성 및 전동기 무게중심의 함수이다. 입형 전동기에서 발생하는 주 가진력은 회전축계의 불명형력이다. 불명형력은 아무리 작아도 리드공진이 발생할 경우 진폭은 증폭되나 계의 감쇠의 영향을 받는다.

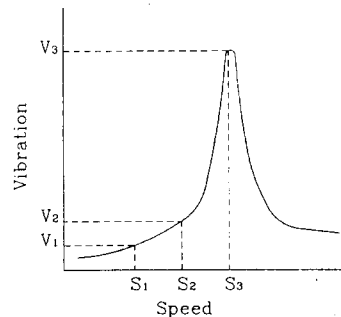


Fig. 1 Amplitude curve for reed resonant

Fig. 1는 전동기의 회전속도 변화에 따라 리드공진 점을 통과하는 전동기의 리드진폭 특성을 나타내는 전형적인 곡선이다. 만약 회전속도가 S1일 경우 축계의 잔류불명형에 의해 발생하는 전동기의 진폭은 V1이 된다. 회전속도가 S1에서 S2로 증가할 경우 진폭은 2배로 증가한다. 그러나, 회전속도가 S3까지 증가할 경우 진폭은 Fig. 1에서와 같이 S1속도일 때의 진폭에 비해 몇배 이상으로 증가하게 된다. 만약 회전속도가 S3로 일정하다면 공진곡선을 오른쪽이나 왼쪽으로 이동할 때만 진동을 감소시킬 수 있다. 즉, 진동진폭의 크기는 운전속도와 공진주파수의 일치 정도의 함수이다.

\* 효성중공업(주) 기술연구소

\*\* 부산수산대학교 공과대학 기계공학과

\*\*\* 부산수산대학교 기계공학과 대학원

입형전동기를 단순히 집중질량을 갖는 외팔보로 가정하면, 전동기의 리드진동수는 다음과 같다.

$$Fr = 0.159(\text{kg/W})^{1/2} (\text{Hz}) \quad (1)$$

- 여기서 k : 전동기의 등가스프링상수 (N/m)  
 g : 중력가속도 (m/sec<sup>2</sup>)  
 W : 전동기 중량 (N)

## 2.2 펌프전동기계의 리드진동수

앞의 경우는 전동기가 견고한 기초에 강지지(rigid support)되었을 때의 경우로, 실제 전동기가 펌프의 전동기대 위에 설치될 때 전동기의 정적 처짐량은 더욱 커져 전동기의 리드진동수는 낮아지게 된다. 전동기대는 펌프의 설계조건과 현장의 설치 조건에 따라 매우 다양하기 때문에 전동기의 리드진동수의 변화율은 일정한 법칙은 없으나, 전동기대의 강성, 기초강성의 영향을 크게 받게 된다. 따라서 펌프 전동기의 리드진동수는 펌프 전동기계에서 새로운 무게중심의 높이, 중량, 전동기대 및 기초 강성의 함수이며, 또, 플랜지면의 볼트체결 강성도 영향을 끼친다. 만약 전동기의 리드진동수가 회전주파수보다 낮다면, 펌프전동기계는 정상 운전상태에서 리드공진문제는 발생하지 않는다. 그러나 기동정지시 리드공진점을 통과해야 함에 따라 이때 주의가 요망된다. 만약 전동기의 리드진동수가 회전주파수보다 높을 경우, 전동기대와 기초강성의 영향으로 인해 리드진동수가 낮아져 펌프 전동기계의 리드공진이 발생할 가능성이 있게 된다. 이때 전동기대는 강성을 충분히 높게 설계하든지 강성을 낮추어 운전점이 공진점의 오른쪽으로 오도록 해야 한다. 전동기대의 강성을 낮출 때에는 펌프전동기의 조건만 고려하여 설계할 경우, 현장설치후의 운전시에 불안정 해질 경우가 많으므로 주위의 현장 및 운전조건을 감안하여 외력에 의한 응답특성을 충분히 평가한 후 실시해야 한다.

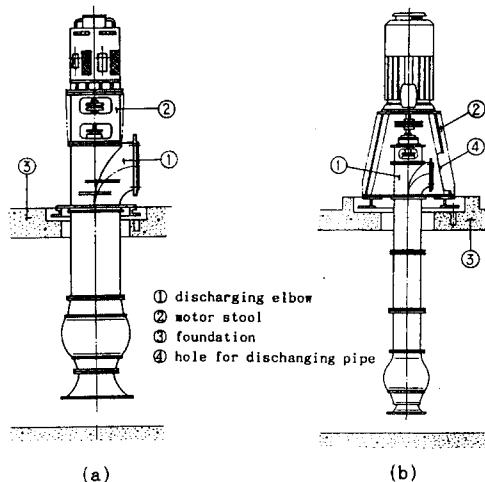


Fig. 2 Motor stool of vertical pump

대형 입형펌프는 Fig. 2의 a)와 같이 전동기가 펌프

토출곡관 바로 위에 설치되는 경우와, b)와 같이 별도의 전동기대를 설치하여 그 위에 전동기를 설치하는 형태가 있다. a)의 경우는 토출배관이 연결되어 배관강성에 의해 이 방향의 강성이 높아진다. b)의 경우 토출배관이 지나갈 수 있도록 전동기대에 구멍이 만들어져 있기 때문에 토출방향의 강성이 낮아지게 된다. 이같은 구조적인 특성 때문에 입형펌프는 방향에 따라 각각 다른 리드진동수를 갖게 된다. 따라서 펌프와 전동기를 조합할 때에는 이를 충분히 고려하여 리드공진이 발생하지 않도록 시스템을 구성해야 한다. 펌프 전동기계의 리드진동수에 의한 공진문제는 일차적으로 펌프제작사의 책임이며, 설계단계에서 전동기 제작사로 부터 전동기의 중량, 무게중심의 위치, 전동기의 정적 변형량, 즉 전동기의 리드진동수등의 데이터를 제공받아 펌프전동기의 시스템 해석이 이루어져야 한다. 만약 전동기를 설치한 후 진동이 발생하면 공진, 불평형 중 어느 것이 문제인지를 파악해야 하는데 먼저 전동기 무부하 운전 중에 전원을 차단하고 진동변화의 추이를 관측해야 한다. 일반적으로 전동기 회전속도가 5~10% 변화시 진동변화가 25% 이상이라면 공진문제로 판단할 수 있다. 만약 진동이 거의 같으나 회전속도와 함께 서서히 감소한다면 회전축계의 불평형 또는 축정렬 불량(misalignment)의 가능성이 높다. 대형입형 펌프의 경우 펌프의 특성상 운전회전수가 대개 매우 저속이므로, 대형 입형펌프에 설치되는 전동기는 대개 극수가 6극 이상이다. 전동기의 회전수와 극수사이에는 다음의 관계가 있다.

$$\text{전동기 회전수} = 120 \times \text{전원주파수} / \text{극수} \quad (2)$$

(극수 = 6, 8, 10, 12, ...)

대형 입형펌프의 리드진동수는 대개 1200 cpm(cycles per minute) 이하의 낮은 진동수를 갖게 되는데 펌프의 회전수는 전동기의 극수에 의해 1200, 900, 720, 600, 514, 450 rpm... 중에서 선택되기 때문에 회전축계의 불평형력에 의한 리드공진의 발생 가능성이 매우 높게 된다. 더구나 최근에는 설비의 효율적인 운영을 위해 부하정도에 따라 펌프의 운전회전수를 변환할 수 있는 VVVF(variable voltage variable frequency) 전동기나 극수변환 전동기를 많이 사용하는데, 대형입형 펌프의 경우 회전수 변환시 리드 공진 문제 때문에 실제로 회전수 변환을 하지 못하는 현상이 많은 실정이다.

## 3. 사례

석유화학 플랜트 라인에 냉각수를 공급하는 대형 입형펌프 2대가 시운전 중에 높은 진동이 발생하였다. 펌프전동기의 제원은 Table 1에 나타내고 있다.

Table 1 Specificatin of Pump-motor

Discharging flow rate	133 ton/min
Discharging pressure	0.48 MPa
Operating speed	717 rpm
Motor power	2000HP
Motor weight	0.1226 MN
Motor stool	22.358 kN

Table 2 Vibration amplitude( $\mu\text{m}$ )

Measuring points	No. B		No. C	
	V	H	V	H
1	10	18	10	10
2	80	40	55	40
3	150	40	110	65
4	360	160	260	120

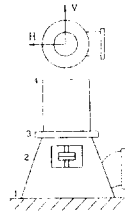


Fig. 3 Measuring points

진동 측정결과는 Table 2와 같으며, Fig. 4는 진동기대 상부(측정점 3V)에서 측정한 진동신호의 주파수 분석 결과이다. 진동기의 회전주파수 성분(11.95 Hz)이 가장 탁월하고, 펌프 임펠러의 깃통과 주파수(blade pass frequency) 성분인 59.75 Hz (=11.95 Hz×5(임펠러 깃수))이 나타나고 있다. 회전속 동기성분의 진동이 가장 탁월하므로 측정계의 불명형 문제로 판단하였으나, 임펠러와 진동기의 로터는 ISO 1940(Balance Quality of Rotating Rigid Bodies)에 따라 G6.3으로 동밸런싱이 되었고, 측정결, 베어링윤활, 가공, 조립 및 설치상태가 제작사의 사양을 모두 만족하였다. 진동의 크기를 분석한 결과, 토출방향(H)과 이의 수직방향(V)의 진동에 2배 이상 차이가 있었다. 특히, 펌프의 토출배관이 지나가도록 진동기대에 직경 1,250 mm의 구멍이 있기 때문에 강성이 낮은 H방향의 진동보다 V방향의 진동이 2배 이상 높았으므로 측정계의 불명형에 의한 진동문제보다는 H방향의 리드공진으로 판단하고 무부하 상태에서 진동기 전원 차단시험을 하여 Fig. 5와 같은 결과를 얻었다. 시험 결과는 리드공진을 나타내는 전형적인 진폭파선을 보이고 있고 피크가 나타남에 따라 리드진동수는 운전주파수보다 낮음을 알 수가 있다. 타격시험(hammering test)의 결과(Fig. 6) 리드진동수는 11.95Hz로 나타났고 진동원인은 펌프 진동기 시스템의 리드공진으로 판단하였다. 강성 변화를 통하여 리드진동수의 이동 정도를 확인하기 위하여 진동기와 진동기대의 체결볼트 8개 중 2개를 풀고 전원 차

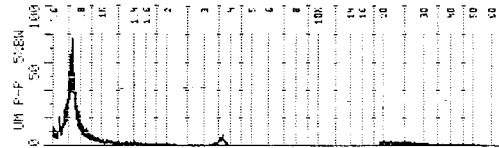


Fig. 4 Result of frequency analysis

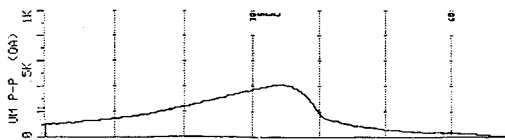


Fig. 5 Reed vibration curve

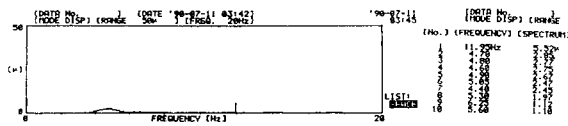
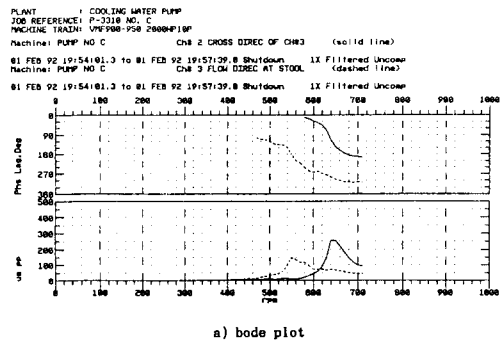


Fig. 6 Reed frequency by hammering test

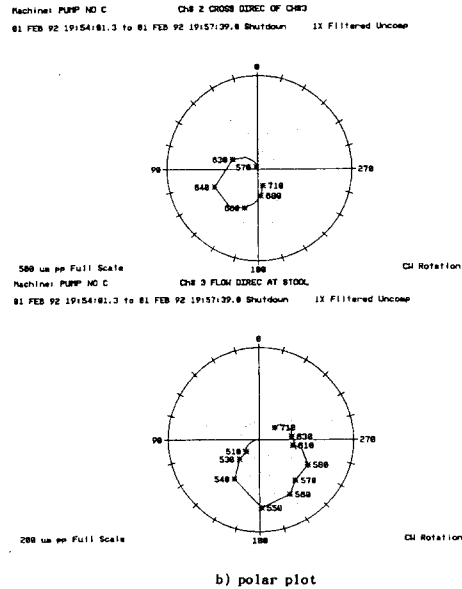
단시험을 다시 하였으나, 진폭감소나 공진점의 이동은 나타나지 않았고 오히려 진폭이 증가하는 경향을 보였다. 다시 질량을 부가하여 리드진동수를 낮추기로 하였다. 무부하 상태에서 진동기의 회전수는 시간에 따라 선형적으로 감소한다. 따라서 진동기는 무부하 상태에서 596초 만에 완전히 멈추었고 10초 동안에 약 12 rpm (= 10sec×720rpm/596sec) 감소함을 알 수 있다. 전원을 차단하고 처음 10초 동안의 진폭이 약 100  $\mu\text{m}$  증가하였기 때문에 리드진동수를 0.2 Hz (=12 cpm) 낮출 경우, 약 70  $\mu\text{m}$ 의 진폭 감소를 예상하고 아래식에 의해 전체중량의 3.7 %인 5393 N을 부가하였으나 진폭의 감소는 미소 하였다.

$$0.2\text{Hz} = 11.95\text{Hz}(1 - \sqrt{(K/M \times 1.037)}) \quad (3)$$

강성이나 질량변화에도 진동의 변화가 없는 것으로 보아 기초의 유연성문제로 판단하고 보다 더 정밀한 측정과 진동기대의 구조해석을 시행하였다. 먼저 정확한 진동기대의 리드진동수를 측정하기 위해 rpm tracking를 실시하여 Fig. 7과 같은 결과를 얻었다.

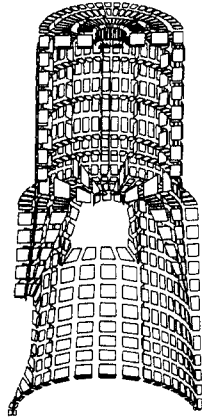


a) bode plot

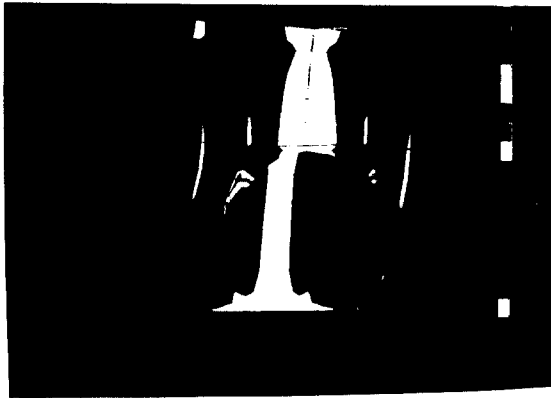


b) polar plot

Fig. 7 Reed amplitude curve



a)



b)

Fig. 8 Reed frequency analysis of pump motor

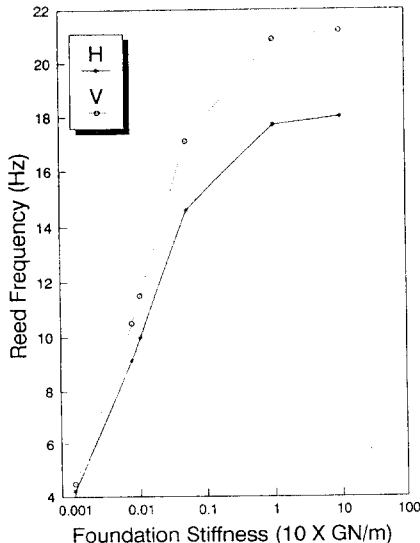
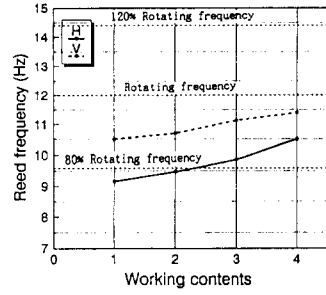
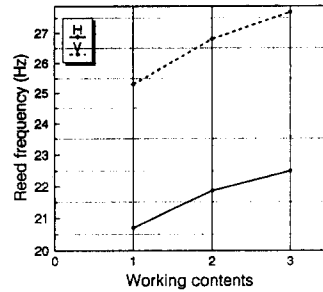


Fig. 9 Effect of foundation stiffness(K)



- 1 motor stool thickness 16mm
- 2 motor stool thickness 19mm
- reinforcing motor stool with rib(1st)
- 3 reducing motor weight 9800N
- 4 motor stool thickness 21mm
- reinforcing motor stool with rib(2nd)

a)  $K_r = 73.545 \text{ MN/m}$



- 1 motor stool thickness 16mm
- 2 motor stool thickness 19mm
- 3 reinforcing motor stool with rib

b)  $K_r = \infty$

Fig. 10 Change of reed frequency

측정결과, 전동기대의 V방향의 리드진동수는 645 cpm(10.75 Hz), H방향은 547 cpm(9.1 Hz)로 나타났다. Fig. 8의 a)는 고유치해석을 하기 위해 전동기대를 유한요소법에 따라 메쉬 분할한 것이며, b)는 해석결과 한 예로서 전동기대의 2차 모드특성을 나타내고 있다. 정확한 해석을 위하여 전동기대와 전동기의 제작도면대로 3차원 도면을 CAD에서 작성하였다. 전동기대가 좌우대칭이기 때문에 계산시간과 기억용량을 줄이기 위해 한쪽면만 사용하여 입력 데이터를 만들었다. 사용한 범용 해석프로그램은 PATRAN/PEA이다.

콘크리트의 기초강성( $K_r$ )을 평가하기 위하여 기초강성의 변화에 따른 펌프의 리드진동수 변화를 해석하고 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 기초강성이 73.545 MN/m 일 때 리드진동수가 실측치와 일치하였다. 따라서 기초의 강성을 73.545 MN/m으로 고정하고 전동기대의 철판두께 및 리브보강에 따른 리드진동수의 해석 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 원통형 전동기대의 철판을 21 mm 이상으로 할 경우 벤딩머신에서 철판 벤딩작업이 불가능하므로 전동기대의 철판은 21 mm 까지만 해석하였다. 그림에서 기초강성이 무한대일 때, 리드진동수의 증가율에 비해 73.545 MN/m 일 경우 리드진동수 증가율이 매우 작다. 기초의 유연성으로 인해 강성 보강작업의 효과가 반감됨을 알 수 있다.

공진점을 피하기 위하여 펌프 전동기대의 리드진동수를 운전주파수 12 Hz의 120%인 14.4 Hz 이상, 즉

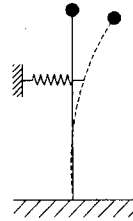


Fig. 11 Stiffening reed stiffness

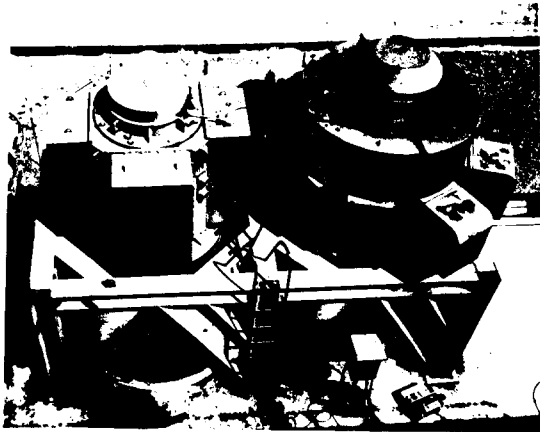


Fig. 12 Setting up support

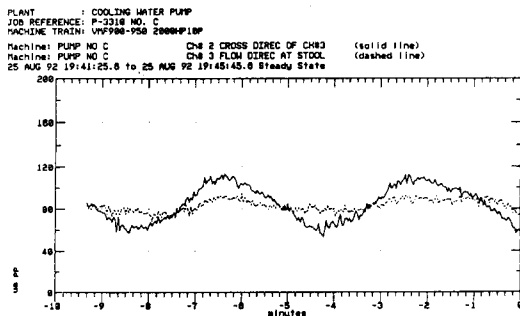


Fig. 13 Beat phenomenon between two pumps

2.4 Hz가 증가해야 하는데 해석결과는 추가로 강성보강 작업을 실시해도 V방향의 리드진동수는 운전주파수와 거의 일치되어 가고 H방향도 공진영역에 들어가 진동기대의 보강이 오히려 더 심각한 진동을 일으킬 것으로 판단되었다. 리드진동수를 낮추는 방안은 현상에서도 기초 불안정으로 인해 진폭이 일정하지 않고 불규칙하게 변하고 있으므로 오히려 beat현상을 유발할 가능성이 있기 때문에 시도할 수가 없었다. 진동기대의 철관두께나 리브보강으로는 강성 증가효과가 작기 때문에 강성증가 효과가 큰 지지대를 설치하기로 하였다. 외팔보의 리드진동수를 높이기 위해 급힘강성을 증가시킬 경우, Fig. 11와 같이 강성을 부과하는 것이 가장 효과적임을 쉽게 알 수가 있다. 설치업체에서 2대의 펌프가 간격이 매우 좁게 설치되어 있기 때

문에 펌프사이에 기초볼트의 설치조건이 여의치 않아 펌프사이의 지지대는 Fig. 12와 같이 공동지지대로 설치하였다.

다시 운전후 진동기대 상부(측정점 3V)에서 진동을 다시 측정한 결과, Fig. 13과 같이 4분 주기로 beat현상이 발생하였다. 이는 진동기의 슬립율이 다르므로 미세한 회전수의 차이가 발생하여 B, C호기 축계의 불평형력 위상이 동위상, 역위상으로 반복하면서 발생하는 진동이 지지대를 통하여 서로 전달된 현상이었다. 따라서 지지대를 B호기에만 불탈하여 지지시켜 진동전달을 차단하였다. B호기의 리드진동수 측정 결과 V방향은 18.5 Hz, H방향은 15.5 Hz로 공진점에서 완전히 벗어났고, 진동은 최대진폭 100  $\mu\text{m}$ 로 양호하였다. B호기의 진동이 낮아짐에 따라 C호기의 진동도 최대 260  $\mu\text{m}$ 에서 130  $\mu\text{m}$ 로 HI(Hydraulic Institute)규격의 진동제한값인 170  $\mu\text{m}$  범위 안에 들어갔다.

#### 4. 결론

1) 입형펌프의 리드진동수는 방향에 따라 약간씩 다르다. 따라서, 리드공진에 의한 위험속도의 범위가 통상의  $\pm 25\%$  회피기준보다 더 넓어지게 된다. 본 사례의 경우 Fig. 7에서와 같이 2개의 1차 리드진동수가 매우 가까이 있기 때문에 위험 운전속도의 범위는 2개의 리드진동수 차이만큼 더 넓어지게 되고, 따라서 설계자는 이를 충분히 고려해야 한다.

2) 입형펌프의 리드진동수는 기초강성의 영향을 받는다. 냉각수 공급펌프의 경우, 대부분 콘크리트 구조물 위에 설치된다. 이때 물의 압력과 펌프의 중량을 고려한 강도설계만 이루어질 경우 펌프와 같은 회전기계의 측면에서 콘크리트구조물은 유연한 기초(flexible foundation)가 되며, 이같은 기초에 두대 이상의 펌프가 설치될 경우 beat현상과 같이 시스템이 불안정하게 될 수 있다. 따라서 이 같은 경우 기초강성을 충분히 크게 하여 강기초(rigid foundation)가 되도록 해야 한다.

3) 리드공진이 발생할 경우, 진동기대의 두께 및 리브보강에 의한 강성 증가율은 매우 작으며, 두께 및 리브보강시 용접작업으로 진동기대의 변형을 초래할 위험이 매우 높게 된다. 따라서, 리드공진 발생시 외부에서 지지대(support)를 설치하여 강성을 보강하는 것이 더욱 효과적이다. 흔히, 현장에서 지지대 설치를 진동을 강제 구속하는 것으로 생각하여 기피하는 경향이 많으나, 리드공진이 발생한 경우, 지지대에 의한 제진작용은 강제구속에 의한 제진작용이 아니고 단지 강성변화를 통한 리드공진점을 이동시키는 것이다. 저자의 경험에 의하면 리드공진 발생시 지지대에 의한 강성 보강방법이 매우 효과적이며 경제적인 방법이다.

최근 설비의 효율적인 운영을 위해 입형펌프의 구동기를 VVVF나 극수 변환전동기를 설치하는 추세로, 이 경우 거의 예외없이 리드공진문제에 부딪치게 된다. 따라서 펌프설계자는 앞에서 설명한 것처럼 방향에 따라 다른 리드진동수문제, 기초강성 문제를 충분히 고려해야 하는데 실제 설계 단계에서 이를 정확하게 예측하기는 어렵다. 실제 리드공진수를 변경하는 데는 질

량변화 보다는 강성변화가 더 현실적이므로, 이 같은 경우 전동기대 설계시 지지대의 설치위치와 공간을 미리 확보하는 것도 바람직하다.

### 참고문헌

- (1) R.L. Sanks, 1989, Pumping Station design, Butterworths, pp. 601.
- (2) 양보석, 김원철, 임우섭, 권명래, 1989, "입형벌프의 동적응답해석", 대한기계학회 논문집, 제 13권 제 3호, pp. 362-372.